

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Jakub Janáček

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh pohonu kuželového drtiče

Design of the Cone Crusher Drive

Student: Jakub Janáček

Osobní číslo JAN0652

Vedoucí bakalářské práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Janáček**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Návrh pohonu kuželového drtiče**
Design of the Cone Crusher Drive

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení bakalářské práce proveďte návrh pohonu kuželového drtiče. Bakalářská práce bude obsahovat:

- rešerši a analýzu dané problematiky
- posouzení stávajících koncepcí (motor samostatně a na společném rámu s drtičem)
- návrh vhodných řešení, jejich srovnání a výběr optimální varianty
- návrh a výpočet řemenových převodů a spojky
- koncepci rámu společného pro motor a drtič
- zpracování 3D modelu pomocí vhodného SW nástroje
- odpovídající výkresovou dokumentaci

Při řešení se zaměřte na stroj KDC 28, 38. Uvažujte průměr drtičího kužele 1750 mm.

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení bakalářské práce ve spolupráci s firmou PSP Engineering a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

- HÖFFL, Karl. *Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen*. Freiberg, Springer Berlin Heidelberg, 1986. ISBN 978-3-642-82710-5.
- BRÁT, Vladimír, Vladimír STEJSKAL a František VOTÍPKA. *Základy dynamiky strojů a konstrukcí: určeno pro posl. fak. strojní*. Praha, ČVUT, 1982.
- OLEVSKIJ, Viktor Aleksandrovič. *Konstrukcii, rasčety i ekspluatacija drobilok*. B/I/1370. Moskva, Metallurgizdata, 1958.
- MUJZEMNEK, Jurij Alfredovič a Gennadij Aleksandrovič KALJUNOV. *Konusnye drobilki*. Moskva, Mašinstroenie, 1970. UDK 621.926.3.
- JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
- ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr. Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech kuželového drtiče získaných od firmy PSP Engineering a. s., Přerov, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě

.....

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola baňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uloženo u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu s její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že – podle zákona č. 111/1996 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne

.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Janáček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Přerovská 136, Radvanice, 75111

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JANÁČEK, J. *Návrh pohonu kuželového drtiče: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 50 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Melecký, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu kuželového drtiče. V úvodu jsou shrnuty poznatky o drcení a základní informace o kuželových drtičích. Podrobněji jsou popsány části pohonu kuželových drtičů, jejich druhy včetně porovnání výhod a nevýhod. Následuje návrh možností uložení drtiče a pohonu drtiče s vyhodnocením nejvhodnější varianty. U nejvhodnější varianty zařízení jsou provedeny potřebné výpočty pro dvě varianty kuželového drtiče. Konečný návrh zařízení je zdokumentován ve výkresové příloze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JANÁČEK, J. *Design of the Cone Crusher Drive: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 50 p. Thesis head: Dr. Ing. Melecký, J.

The bachelor thesis deals with the cone crusher drive design. The introduction summarizes knowledge of crushing and basic information about cone crushers. The drive parts of cone crushers, their types are described in more detail including a comparison of advantages and disadvantages. Possibilities of seating options of the crusher and crusher drive with the evaluation of the most suitable variant follow. With the most suitable variant of the device, necessary calculations are performed for two types of the cone crusher. The final design of the device is documented in the drawing appendix.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	11
1. Drcení	11
2. Kuželový drtič	12
2.1. Typy kuželových drtičů	14
2.2. Rozdělení podle uložení hlavní hřídele	15
3. Pohon kuželových drtičů	17
3.1. Předloha pohonu drtiče	17
3.2. Možnosti převodů z hnací pohonné jednotky na předlohu	18
3.2.1. Řemenový převod	18
3.2.2. Převod pomocí spojky	20
4. Návrh konstrukčních uzlů.....	22
4.1. Uložení drtiče a pohonu	22
4.2. Výběr z variant konstrukčních řešení	25
5. Výpočtová a konstrukční část.....	26
5.1. Výpočet příkonu a výběr motoru	26
5.2. Výpočet krouticích momentů, otáček a převodových poměrů	28
5.3. Volba konce hřídele pod nábojem řemenice nebo spojky	30
5.4. Kontrolní výpočet těsného pera	31
5.5. Výpočet řemenového převodu	31
5.6. Výpočet a výběr pružné čepové spojky	37
5.7. Konstrukční návrh rámu drtiče	39
5.8. Výpočet a kontrola objemu výsypu	40
5.9. Kontrola svarů rámu pohonu	41
5.10. Kontrola rámu pohonu podle MKP	44
6. Závěr.....	46
7. Seznam použité literatury	47
8. Seznam obrázků.....	49
9. Seznam tabulek.....	50
10. Seznam příloh	50

Seznam použitých značek a symbolů

a	velikost koutového svaru	[mm]
A	osová vzdálenost řemenic	[mm]
a_p	šířka prostoru pro připojení	[mm]
b	šířka pera těsného	[mm]
b_p	hloubka prostoru pro připojení	[mm]
c_1	součinitel úhlu opásání	[-]
c_2	součinitel provozního zatížení	[-]
c_3	součinitel délky klínového řemene	[-]
d_h	průměr konce hřídele předlohy	[mm]
d'_h	výpočtový průměr konce hřídele předlohy	[mm]
d_p	výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
D_p	výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
d_{tr}	průměr trubky	[mm]
e	délka trubky	[mm]
f	ohybová frekvence	[s ⁻¹]
F	síla	[N]
F_o	obvodová síla	[N]
F_u	síla způsobující ohyb hřídele	[N]
F_1	velikost zatížení	[N]
F_2	velikost zatížení	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška pera těsného	[mm]
h_p	výška prostoru pro připojení	[mm]
$i_{1,2}$	převodový poměr	[-]
k	bezpečnost	[-]
l	délka pera těsného	[mm]
L_p	délka klínového řemene	[mm]
l_s	délka svaru	[mm]
l_v	výpočtová délka svaru	[mm]
M_{k2}	krouticí moment předlohy	[N.m]
M_{k3}	krouticí moment na hlavní hřídeli	[N.m]
M_o	ohybový moment	[N.mm]
M_v	výpočtový krouticí moment	[N.mm]
n_2	otáčky předlohy	[min ⁻¹]
p	koeficient pro výpočet osové vzdálenosti řemenic	[mm]
p_d	dovolený tlak	[MPa]
P_r	výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
p_1	tlak na pero pod nábojem	[MPa]

q	koeficient pro výpočet osové vzdálenosti řemenic	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
s	velikost tupého svaru	[mm]
S	obsah	[mm ²]
t	hloubka drážky	[mm]
T_{KN}	krouticí moment spojky	[N.m]
T_{KNMAX}	maximální krouticí moment spojky	[N.m]
v	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
v_{MAX}	maximální obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
$V_{výsyv}$	objem výsypu	[m ³]
V_1	objem výsypu – nádoby	[m ³]
V_2	objem prostoru pro připojení	[m ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
z	počet klínových řemenů	[-]
α	úhel boku drážky řemene	[°]
α_t	převodní součinitel svarového spoje	[-]
β	úhel opásání řemenice	[°]
σ_D	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{DSV}	dovolené napětí svaru	[MPa]
σ_{\perp}	tahové napětí tupého svaru	[MPa]
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{\perp}	ohybové napětí koutového svaru	[MPa]
$\tau_{\perp D}$	dovolené ohybové napětí koutového svaru	[MPa]

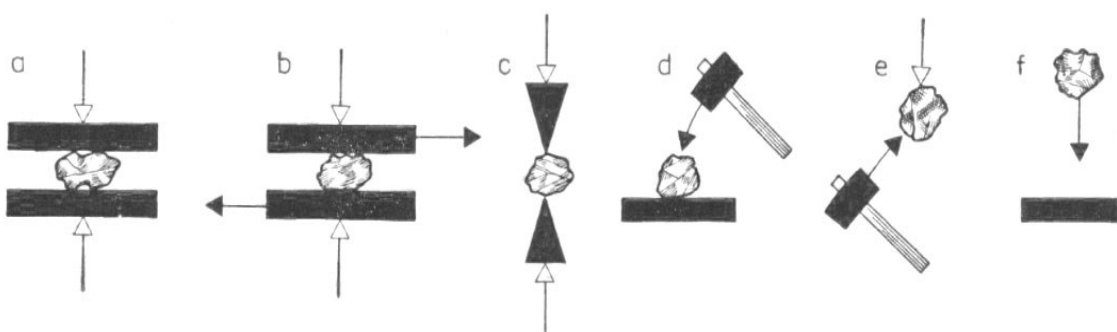
Úvod

Kamenivo je sypký přírodní nebo umělý materiál používaný jako hlavní stavební materiál nebo jako hlavní složka betonové směsi při výrobě betonu. Kvůli rozvoji stavebnictví a jiných odvětví vzrostla poptávka po kamenivu a dalších nerostných surovinách. To vedlo k rozvoji strojů pro zpracování kameniva a nerostných surovin. A právě kuželové drtiče se řadí do této kategorie strojů.

Cílem bakalářské práce je přinést základní popis a porovnání pohonů používaných u kuželových drtičů. Dále se práce zabývá popisem celého systému pohonu kuželového drtiče a následným návrhem konceptu pohonu pro kuželový drtič KDC 28 a 38 s využitím dat výrobce společnosti PSP Engineering a.s..

1. Drcení

Drcení (zdrobňování) patří k nejdůležitějším technologickým metodám v mnoha průmyslových odvětvích. Při drcení je materiál rozrušován působením vnějších sil. Nejvíce se uplatňuje namáhání tlakem a smykem, zčásti jsou drcené kusy namáhané na ohyb. Drcený materiál je v pracovním prostoru drtiče rozmačkáván, roztírán nebo štěpen tlakem, smykem, úderem nebo rázem. Velký význam má drcení při těžbě, úpravě a zpracování rud, uhlí a ostatních v přírodě se vyskytujících nerostných surovin, při těžbě a úpravě kameniva tj. při přípravě a zpracování stavebních hmot. Proto jsou často drtiče přiřazeny do skupiny stavebních strojů. Dále se drtiče používají při zpracování stavebního odpadu a v mnoha dalších odvětvích. Význam procesu drcení vzrůstá neustále v souvislosti s rostoucí výrobou a spotřebou různých kovů, drceného kameniva, cementu a jiných surovin.[1]



Obr. 1 Základní způsoby zdrobňování [1]

Způsoby drcení a konstrukce používaných drticích strojů závisí zejména na drceném materiálu a požadavcích zpracovatelů na výstupní vlastnosti drceného materiálu.[1]

Účelem drcení nerostných surovin je:

1. Získávat produkty požadované velikosti zrn nebo produkty takového složení zrnitosti, které budou vyhovovat odběrateli nebo předepsaným normám.
2. Získávat produkty takové velikosti, jaké jsou potřebné k dalšímu postupu jejich úpravy.
3. Uvolnit vzájemně prorostlé užité a nepotřebné části, tj. otevřít zrna, aby bylo možné je v procesu další úpravy vzájemně od sebe oddělit.
4. Umožnit dobré promísení různých komponent, např. rud nebo uhelných frakcí před jejich dalším zpracováním např. briketování, koksování.[1]

Stroje pro drcení (drtiče) můžeme rozdělit podle druhu a konstrukčního provedení následovně:

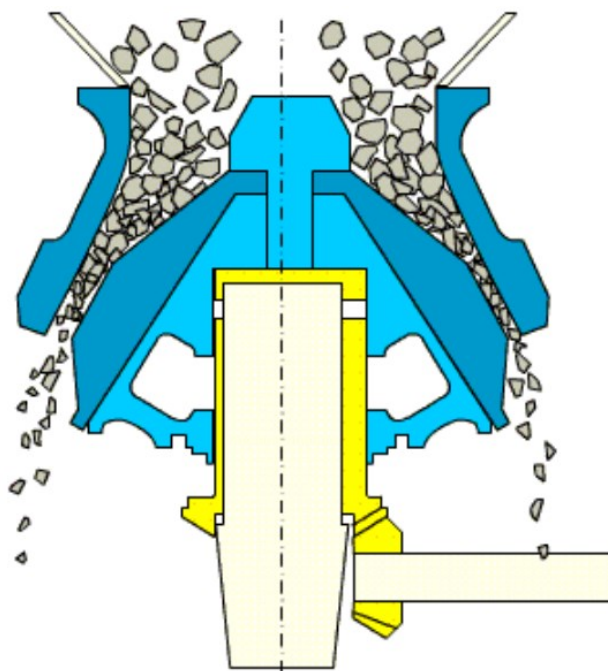
- Drtiče čelistové
- Drtiče kuželové
- Drtiče válcové
- Drtiče kladivové
- Drtiče odrazové
- Drtiče speciální

Ve své práci se zabývám pouze drtiči kuželovými.

2. Kuželový drtič

Kuželové drtiče jsou stroje, které se používají při hrubém (primárním), středním (sekundárním) a jemném (terciárním) drcení velmi pevných a těžce drtitelných materiálů. Mohou se používat i pro zdrobňování různých materiálů střední pevnosti.[1]

Tyto drtiče jsou určeny pro tlakové drcení, kdy se drtí materiál mezi výstředně uloženým drticím kuželem a nehybně uloženým drticím pláštěm. Kužel koná nucený výstředný pohyb kolem pevné osy pláště.



Obr. 2 Schéma drcení v kuželovém drtiči [7]

Konstrukce kuželových drtičů závisí na tom, jak velké zrna se musí rozdrtit. Kuželové drtiče, které mají za úkol rozdrtit velké kusy materiálu vzniklé zpravidla po odstřelu, se označují jako primární. Tyto drtiče jsou velmi nákladné a současně výkonné. Vzhledem k ceně a vysokému výkonu se ve světě používají především v rudném průmyslu a to jen ve velkých nalezištích. Kvůli jejich malé opakovatelnosti, se na jejich výrobu specializuje jen malý okruh výrobců.

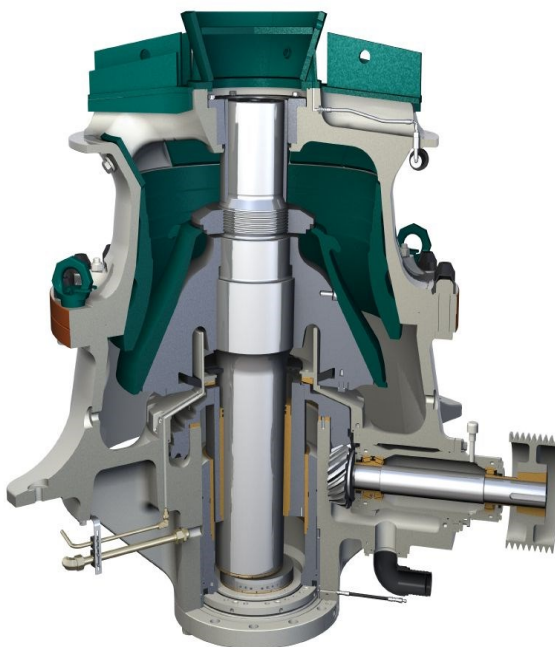


Obr. 3 Primární kuželový drtič Sandvik CG880 [8]

Sekundární kuželové drtiče jsou menší stroje, které jsou určeny pro již předdrcený materiál (ve většině případů se jedná o předdrcený materiál z primárního drtiče např. primární kuželový drtič nebo čelistový drtič).

Třetí typem kuželových drtičů, jsou kuželové drtiče terciární, které slouží ke zdrobnění malých kusů materiálu. Tyto drtiče pracují ve 3. nebo 4. stupni drcení, a jejich funkcí je často rovněž dodat zrna potřebnou kvalitu v oblasti tvaru zrna, případně podpořit výnosnost nejžádanějších frakcí.

Sekundární a terciární drtiče jsou nejpoužívanější kuželové drtiče, které vyrábí mnoho společností např. PSP Engineering a.s., Metso Minerals Industries, Sandvik. Výrobci těchto strojů se snaží vyhovět zákazníkům, ať je to vysoká spolehlivost, vysoké výkonové parametry, snadný provoz a údržba nebo v neposlední řadě také cena drtiče.



Obr. 4 Terciární kuželový drtič řady GP od společnosti Metso [9]

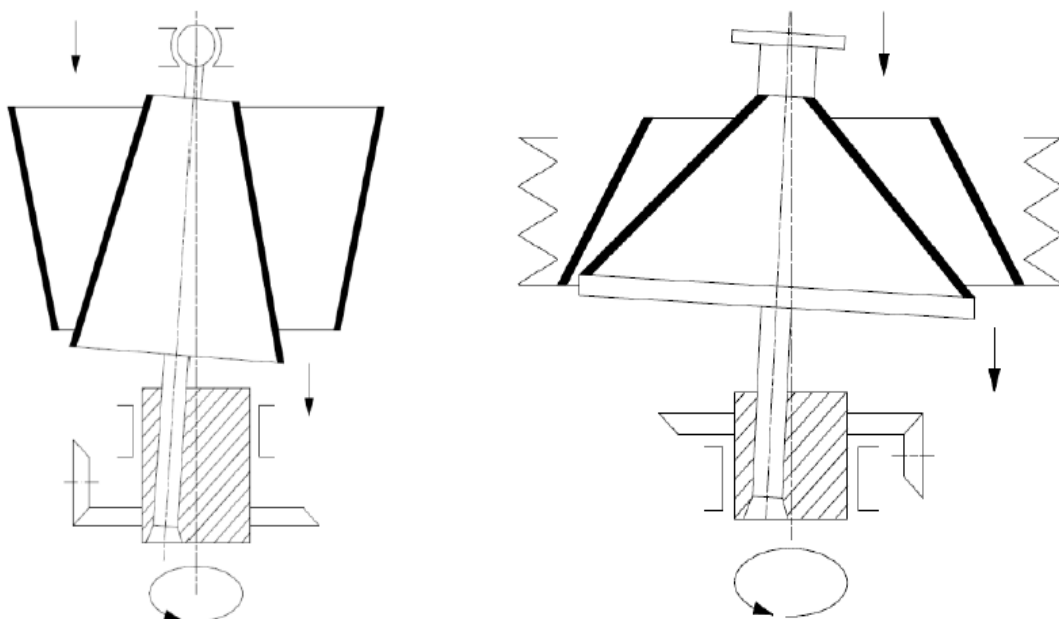
2.1. Typy kuželových drtičů

a) Ostroúhlý

- kuželové drtiče, které mají drticí kužel s ostrým vrcholovým úhlem
 - se zavěšeným kuzelem
 - s podepřeným kuzelem
 - krouživý
 - s jednostranným rozšířeným vstupem
 - s nevyvázkem (inerční)

b) Tupouhlý

- kuželové drtiče, které mají drticí kužel s tupým vrcholovým úhlem[3]

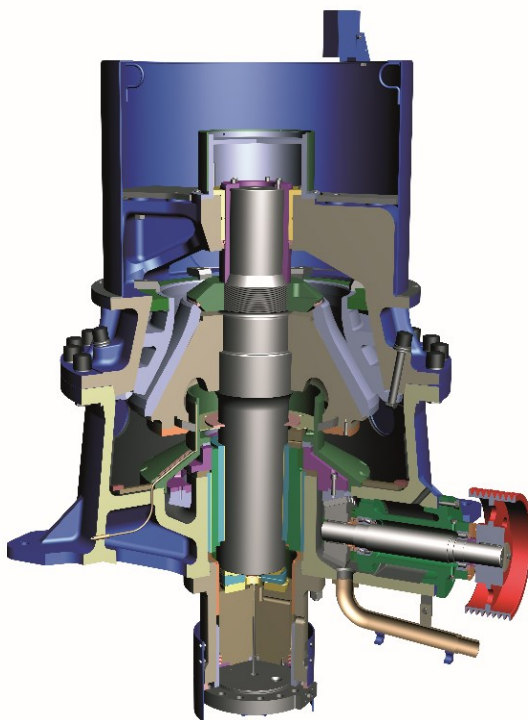


Obr. 5 Schéma ostroúhlého kuželového drtiče se zavěšeným kuželem a tupouhlý kuželový drtič [10]

2.2. Rozdělení podle uložení hlavní hřídele

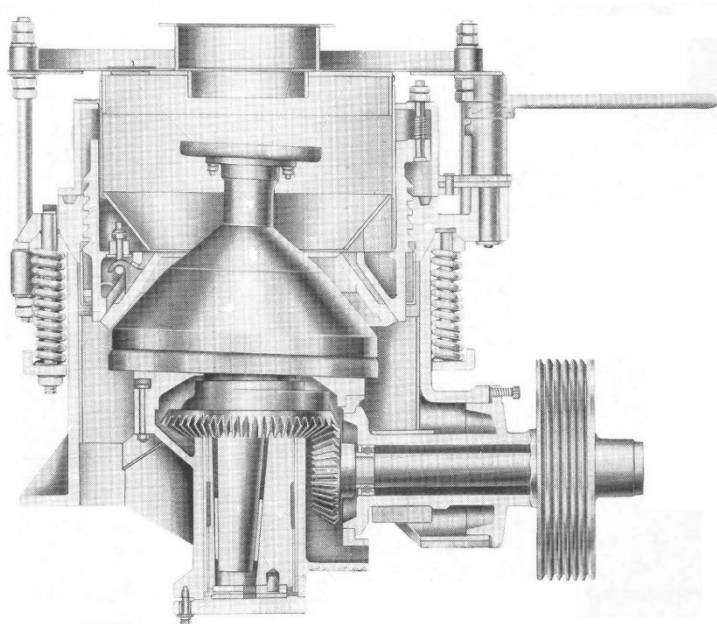
V kuželových drtičích se postupným vývojem objevili různé způsoby uložení hlavní hřídele. V dnešní době se používají dva typy uložení.

Tím prvním je hřídel uložena na obou koncích v ložiskách. Jedná se o konstrukci drtiče, kde horní část hlavní hřídele je podepřena nahoře nad drticím prostorem horním ložiskem s kuželovým, kulovým nebo válcovým tvarem. Nosný kužel s drticím kuželem je nalisován přibližně v polovině hlavní hřídele. Spodní část je uložena výstředně v excentrickém pouzdře ve středu stojanu drtiče a na jejím konci je axiální ložisko. Nevýhodou tohoto řešení je stavební výška, kdy větší velikosti drtičů se nemůže použít například pro mobilní drticí systémy.[2] Jedním představitelem tohoto řešení je například kuželový drtič KDC od společnosti PSP Engineering a.s (obr. 6).



Obr. 6 Kuželový drtič KDC od firmy PSP Engineering [13]

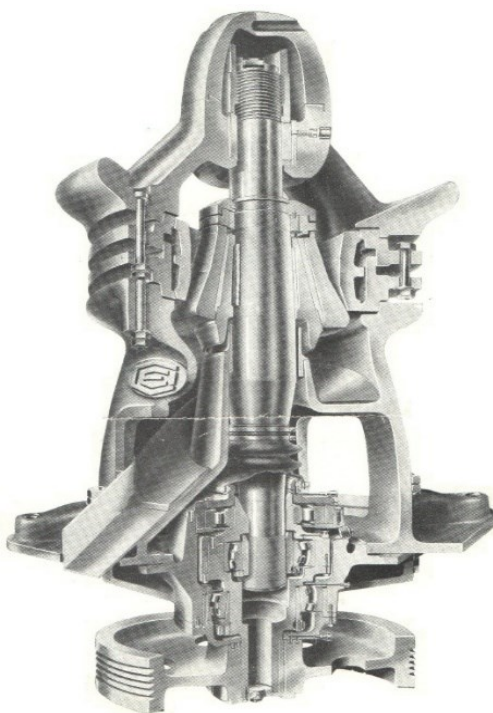
Druhým způsobem uložení je uložení hřídele pouze z jedné strany tzv. letmo. Hlavní hřídel je na spodní straně uložený v excentrickém pouzdře ve středu stojanu drtiče. Na horní straně je axiálně podepřen přes kulové ložisko upevněné na stojanu nosný kužel s drticím kuželem.[2] Tento způsob používali kuželové drtiče DKT od Přerovských strojírny (obr. 7). Alternativně může být hřídel – osa nehybně uložena ve stojanu, a pouze nosný kužel je uložen výstředně na této ose a přes kulové axiální ložisko opřen o čelo osy.



Obr. 7 Kuželový drtič DKT Přerovské strojírny [14]

3. Pohon kuželových drtičů

Pohon drtiče je nejčastěji zajištěn pomocí elektromotoru. V případě speciálních aplikací (mobilní drticí jednotky) je využíván vznětový agregát případně hydromotor. Rotační pohyb elektromotoru je prostřednictvím řemenového převodu, případně spojky přenášen na hřídel předlohy a prostřednictvím kuželového soukolí na excentrické pouzdro s excentricky šikmo uloženou hlavní hřídelí.[2] Jedná se o nejrozšířenější způsob zajištění pohonu drtiče. Mezi méně časté způsoby pohonu patří přímé spojení excentrické hřídele s elektromotorem přes hnací řemenici (obr. 8).

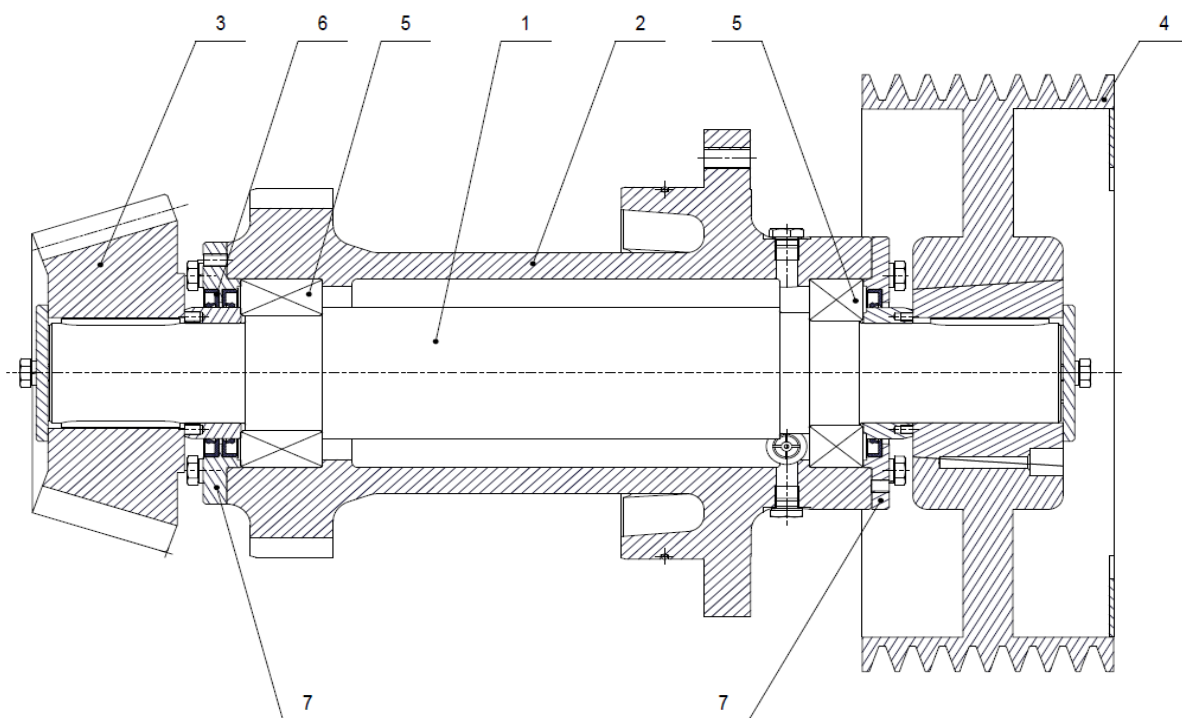


Obr. 8 kuželový drtič Babbittless – řemenice spojena na přímo[15]

3.1. Předloha pohonu drtiče

Předloha je jedna z částí, ze které se skládá celkový pohon kuželového drtiče. Skládá se z předlohové hřídele, která je uložena v kluzných nebo valivých ložiskách a je vložena do předlohového tělesa. Na jedné straně hřídele je upevněn ozubený pastorek a na druhé straně je upevněna řemenice, popř. spojka. Podle umístění předlohy rozlišujeme dva typy.

- Předloha zasunuta do stojanu kuželového drtiče
- Předloha je umístěna mimo stojan drtiče



Obr. 9 Předloha kuželového drtiče – 1 - hřídel, 2 - těleso předlohy, 3 - ozubený pastorek, 4 - hnaná řemenice popř. spojka, 5 – ložiska (valivá nebo kluzná), 6 – hřídelové těsnění, 7 – víka předlohy [2]

3.2. Možnosti převodů z hnací pohonné jednotky na předlohu

K přenosu krouticího momentu a otáček z poháněcího elektromotoru se využívá řemenového převodu nebo spojky.

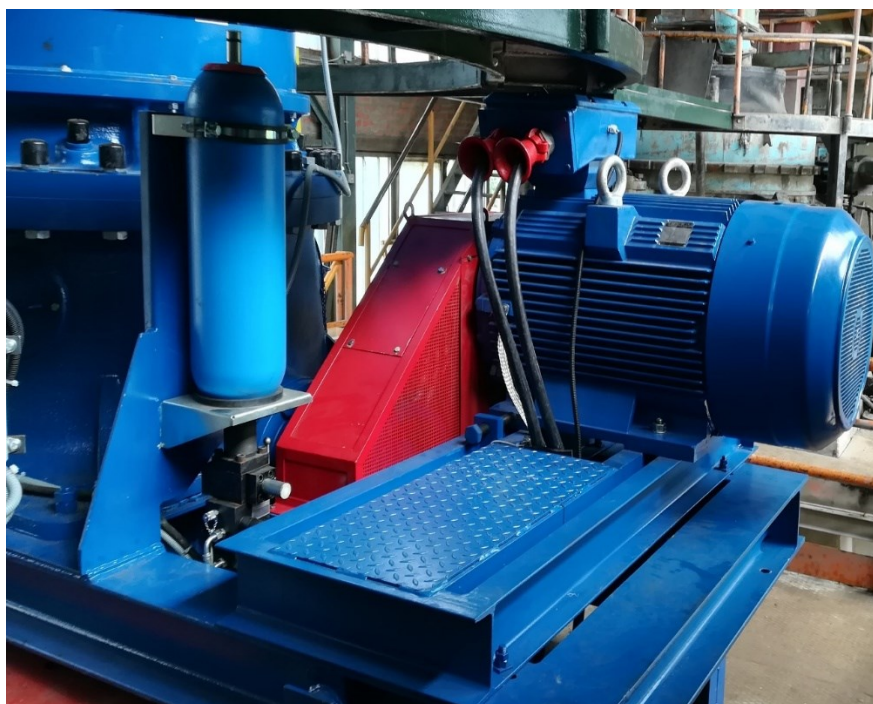
3.2.1. Řemenový převod

U řemenového převodu se výkon přenáší třením řemene z hnací řemenice na hnanou řemenici. Tento převod se využívá pro přenos menších až středních výkonů na velkou osovou vzdálenost. Do cca 300-500 kW je možné použít přímý pohon elektromotor – předloha stroje. Tento převod jde použít i pro velké obvodové rychlosti až do 90 [m/s].[4] Při takto uspořádaném pohonu je nutno kontrolovat namáhání ložisek motoru a předlohy od napnutých klínových řemenů. V poslední době někteří výrobci motorů postupně zvětšují únosnost motorových ložisek a toto uspořádání je tedy možné používat ve větším rozsahu výkonů.

Pokud únosnost ložisek motorů nestačí absorbovat síly od řemenů a je nutno se vyhnout namontování spojky přímo na stroj, je možné provést pohon předlohy dvěma

menšími motory po obou stranách předlohy. Další možností je pohánět vloženou (samostatnou) předlohu přes spojku od motoru, a krouticí moment vést z této předlohy na strojní řemenici. Oba tyto způsoby jsou však prostorově a investičně nevýhodné.

U kuželových drtičů se používají řemeny úzké pro vyšší rychlost a větším přenášeném výkonu. Řemenový převod musí být u kuželových drtičů zakrytován pomocí plechového krytu (obr. 10), protože může dojít k poškození řemenů např. spadnutí drceného materiálu na vratnou větev řemenů, což může způsobit zničení celého řemenového převodu. Dále musí být dodrženo zabezpečení proti úrazu v souladu s bezpečnostními normami.



Obr. 10 Zakrytovaný řemenový převod u stroje KDC

Výhody řemenových převodů

- Levná a jednoduchá výroba
- Tichý chod
- Zachycuje a tlumí chvění a torzní rázy pružností řemenů
- Prokluz řemenů – slouží jako bezpečnostní pojistka pohonu proti přetížení
- Snadné seřízení, údržba a provoz [4]
- Výměnou velikosti řemenice lze změnit otáčky excentrického mechanismu

Nevýhody řemenových převodů

- Vytahování řemenů a jejich následné napínání – zařízení pro dodatečné napínání
- Větší rozměry převodu
- Malá odolnost proti vyšším teplotám
- Vyšší namáhání ložisek a ohýbaní hřídelů
- Nestálý převodový poměr v důsledku prokluzu pásu [4]

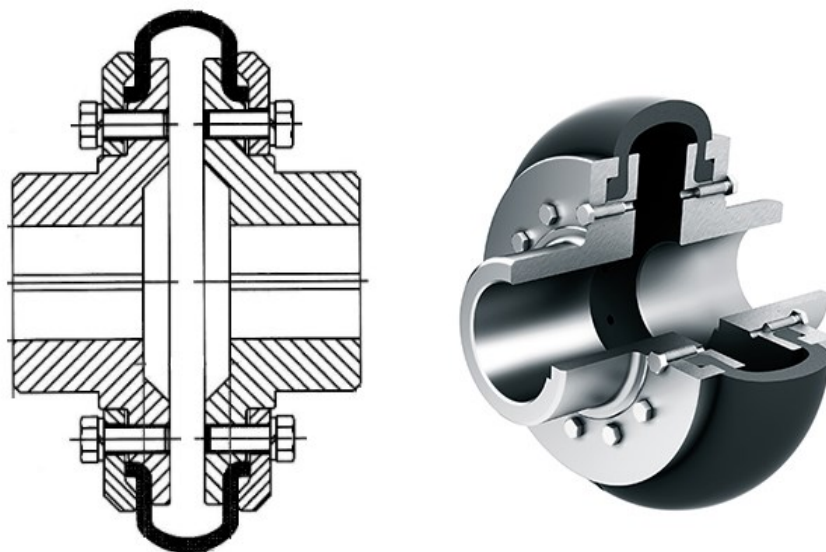
3.2.2. Převod pomocí spojky

Hřídelové spojky jsou strojní součásti, které přenášejí otáčivý pohyb a krouticí moment z hnacího hřídele na hnaný. Hřídelové spojky umožňují rozpojení hřídelů a mohou chránit pohon nebo poháněcí stroj před přetížením. Dále mohou tlumit rázy při záběru a při pohonu stroje.[5]

Stejně jako v případě řemenových převodů musí být i spojka zakrytována, protože se jedná o rotující součást. U kuželových drtičů se používají jen pružné spojky např.

Pružná spojka s pryžovou obručí

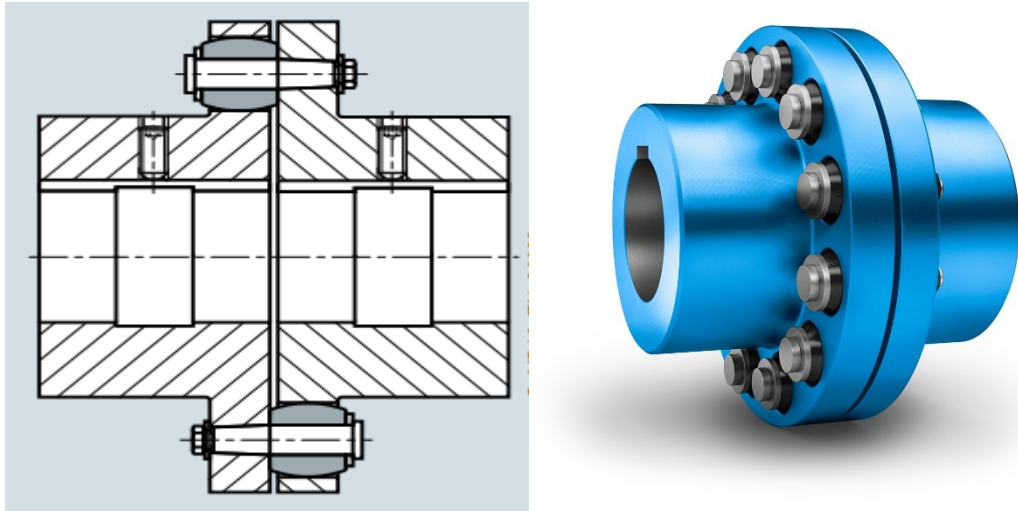
Pružná spojka s pryžovou obručí typu Periflex tvoří dvě tělesa přírubového tvaru, svírající pomocí přitlačných kotoučů pryžovou obruč s tkaninovou vložkou nebo ocelovými dráty. Tuhost sevření je zajištěna pomocí šroubů, utažených na určitý moment. Tato spojka může pracovat v libovolné poloze. [6]



Obr. 11 a 12 Spojka Periflex [7, 19]

Pružná čepová spojka

U kuželových drtičů se mohou použít pružné čepové spojky například typu RUPEX vyráběné firmou Flender. Tato spojka se skládá z pryžových soudečkových pouzder s čepy a maticemi, kterými jsou spojeny přírubové náboje z litiny. Speciální soudečková pouzdra povolují vychýlení ve všech směrech. Tyto spojky jsou vhodné do náročných podmínek. [12]



Obr. 13 a 14 Pružná čepová spojka RUPEX [11]

Výhody spojek

- Tichý chod
- Vyrovnávají malé nesouososti a tlumí rázy
- Spojovací členy jsou vyměnitelné
- Ochrana proti přetížení
- Menší údržba

Nevýhody spojek

- Větší axiální zástavbový rozměr
- Drahá pořizovací cena
- Při opravách složitější demontáž
- Složitost krytování
- Nutnost použití 6 - pólového motoru a synchronizovat otáčky předlohy s motorem

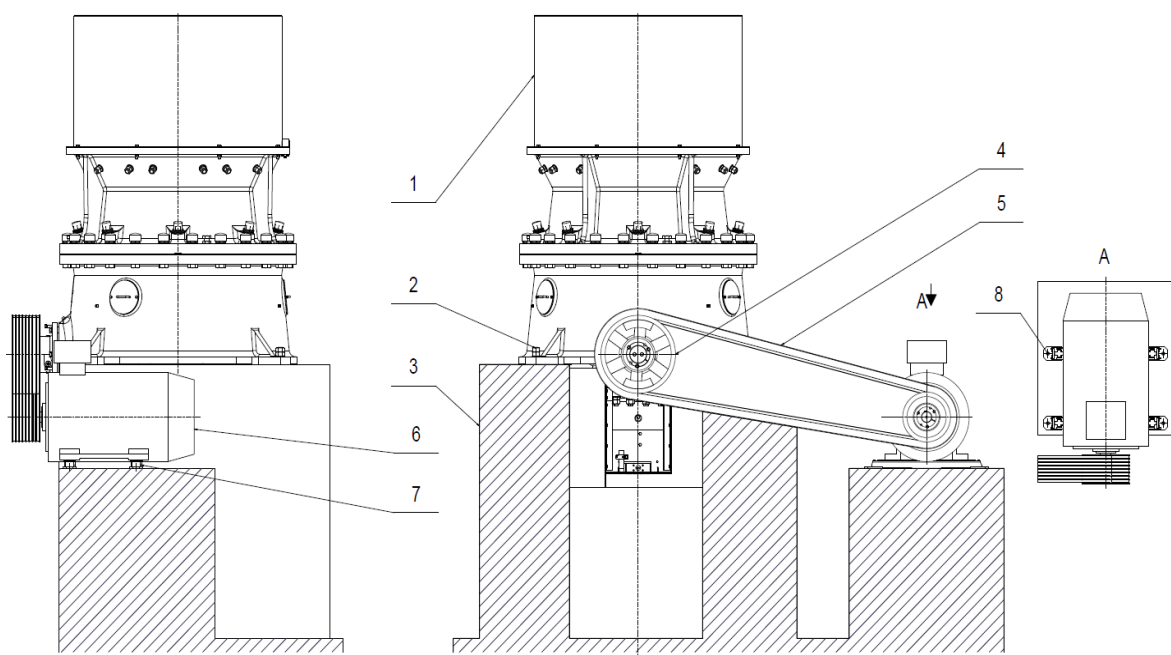
4. Návrh konstrukčních uzlů

4.1. Uložení drtiče a pohonu

Varianta I.

Popis varianty

Kuželový drtič (1) je pevně usazen na betonový základ nebo na ocelovou konstrukci (3) pomocí kotevních šroubů. Pohonná jednotka (6) drtiče je pevně usazena na samostatném betonovém základu (3). K převodu slouží dlouhý řemenový převod (4), který je zakrytý plechovým krytem (5). Napínání řemenů je zajištěno speciálními posunováký (7) umístěných pod pohonnou jednotkou (6) a zajištěny šrouby (8) do základu (3). Pohyby drtiče jsou zamezeny jeho pevným ukotvením, nemění se tedy osová vzdálenost řemenic.



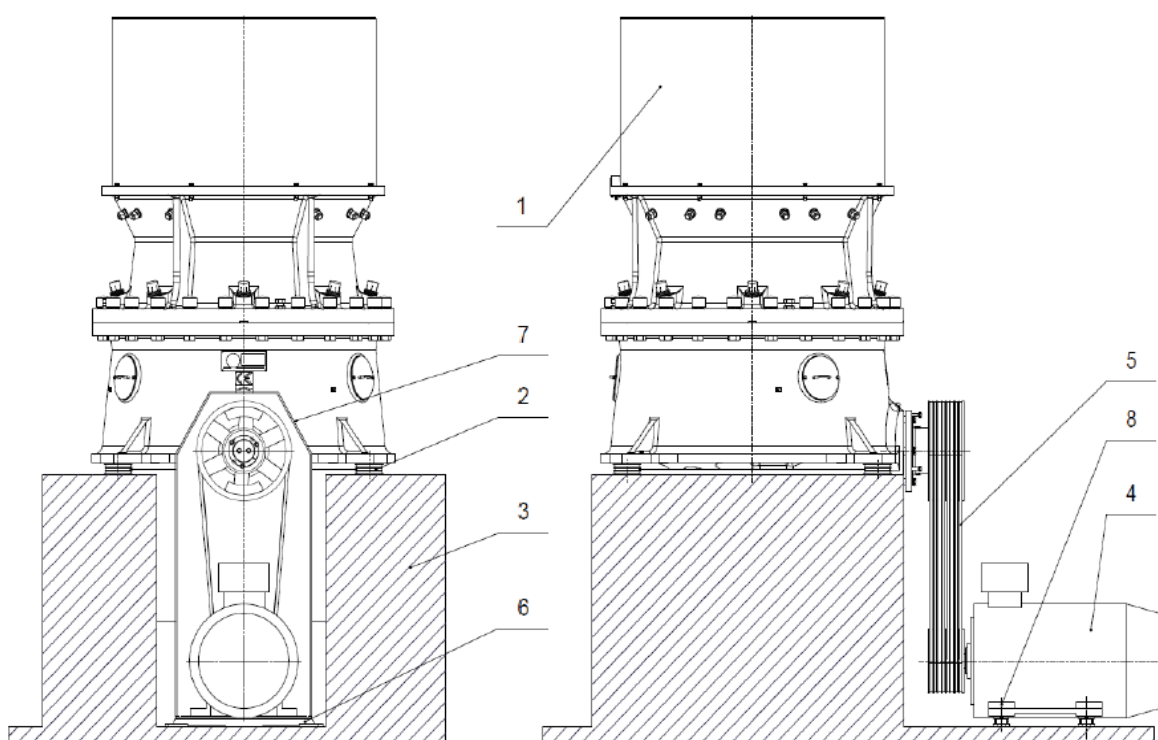
Obr. 15 Konstrukční varianta I.

1. Kuželový drtič
2. Kotevní šrouby
3. Betonový základ nebo ocelová konstrukce
4. Řemenový převod
5. Kryt řemenového převodu
6. Pohonná jednotka – elektromotor
7. Nastavení napínání řemenů – posunováký
8. Kotevní šrouby pro posunováký

Varianta II.

Popis varianty

Kuželový drtič (1) je ukotven přes silentbloky (2) k betonovému základu nebo ocelové konstrukci (3). Hnací a hnaná řemenice (5) jsou umístěny přímo pod sebou. Toto uspořádání řemenic nejlépe eliminuje pohyby drtiče na silentblocích v horizontální rovině a tím zabráňuje přidavnému namáhání řemenů. Pohonná jednotka (4) je ustavena přes nastavovací podložky (6) v nižších polohách betonového základu popř. ocelové konstrukce (3) a je zajištěna šrouby (8). Řemenový převod je opatřen plechovým krytem (7).



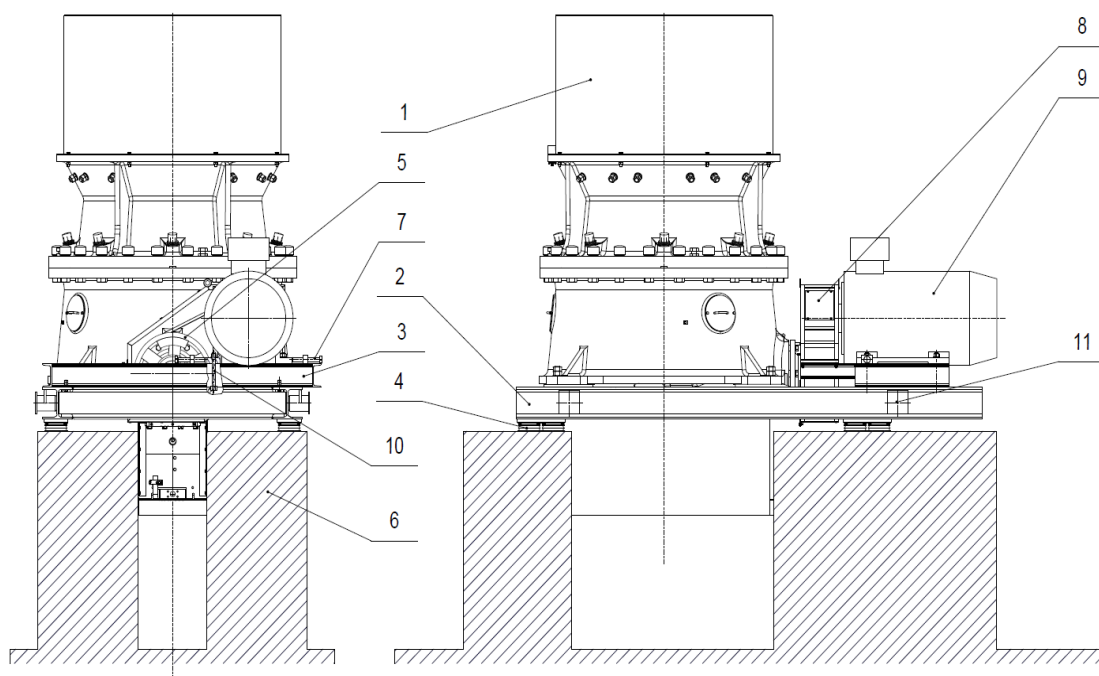
Obr. 16 Konstrukční varianta II.

1. Kuželový drtič
2. Silentbloky
3. Betonový základ nebo ocelová konstrukce
4. Pohonná jednotka – elektromotor
5. Řemenový převod
6. Napínací ústrojí – podložky
7. Kryt řemenového převodu
8. Kotevní šrouby pohonné jednotky

Varianta III.

Popis varianty

Kuželový drtič (1) je upevněn k hlavnímu rámu (2). Na spodní straně hlavního rámu jsou upevněné kruhové silentbloky (4) a celý rám je na tomto odpružení uložen na betonovém základu nebo ocelové konstrukci (6). Na hlavním rámu (2) je namontovaný motorový rám (3). Elektromotor (9) je pomocí šroubů (10) připevněný k motorovému rámu. Motorový rám je dále opatřen stavěcími šrouby (7) pro regulaci posunu elektromotoru kvůli napínání řemenového převodu (5). Celý řemenový převod je zakrytván plechovým krytem (8). Hlavní rám (2) je opatřen výztuhami (11) pro celkový přesun drtiče včetně pohonu. Drtič je pevně svázan s motorem, takže jeho pohyby nemají vliv na řemenový převod.



Obr. 17 Konstrukční varianty III.

1. Kuželový drtič
2. Hlavní rám
3. Motorový rám
4. Silentbloky
5. Řemenový převod
6. Betonový základ nebo ocelová konstrukce
7. Stavěcí šrouby
8. Kryt převodu
9. Pohonná jednotka – elektromotor
10. Šrouby pro uchycení motoru
11. Závěsné body

Porovnání variant

Tabulka 1. Výhody a nevýhody konstričních variant

Varianta	Výhody	Nevýhody
I.	<ul style="list-style-type: none"> - Není potřeba navrhovat složitý rám - Snadné napínání řemenů - Jednoduchá konstrukce 	<ul style="list-style-type: none"> - Velké zástavbové rozměry - Větší rázy do základu – ovlivnění okolních strojů - Menší životnost řemenů - Složitá montáž drtiče
II.	<ul style="list-style-type: none"> - Menší účinky do základu - Větší životnost řemenu 	<ul style="list-style-type: none"> - Řešení je určeno spíše pro mobilní jednotky - Není možné použít spojku - Složitost montáže drtiče a motoru - Složitě napínání řemenu
III.	<ul style="list-style-type: none"> - Menší účinky do základu - Větší životnost řemenů nebo spojky - Rychlá montáž drtiče na určené místo 	<ul style="list-style-type: none"> - Složitost rámové konstrukce

4.2. Výběr z variant konstrukčních řešení

Výběr konstrukční varianty proběhl pomocí známkování jednotlivých hodnoticích kritérií způsobem 1 – nejlepší, 5 – nejhorší (Tabulka 2.).

Tabulka 2. Výběr konstrukční varianty

Varianta	Výrobní náklady	Možnost přemístění	Možnost využití jiného převodu	Zástavbové rozměry	Montáž	Průměr	Pořadí
I.	2	5	1	5	5	3,6	3
II.	1	3	5	3	3	3	2
III.	5	1	1	2	1	2	1

Z variant konstrukčních řešení uložení drtiče a pohonu jsem vybral variantu III. Uložení drtiče společně s pohonem je nejlepší volbou kvůli životnosti nasazených komponent a zástavbovým rozměrům. Je výhodné i pro následnou montáž a přesuny celého stroje.

Z variant řešení přenosu krouticího momentu z pohonné jednotky na předlohu stroje budu uvažovat obě varianty - řemenový převod a pružnou čepovou spojku. Řemenový převod jsem vybral z důvodu častějšího použití v praxi. Pružnou čepovou spojku jsem zvolil kvůli velkému výkonu drtiče. Porovnání obou variant přenosu krouticího momentu bude provedeno porovnáním hodnot získaných v průběhu výpočtové části (*kapitola 5. Výpočtová část*).

5. Výpočtová a konstrukční část

V této kapitole se věnuji výpočtovému návrhu potřebného příkonu drtiče, návrhu řemenového převodu a hřídelové spojky. Následuje konstrukční návrh rámu drtiče s následnými kontrolními výpočty a analýzou.

5.1. Výpočet příkonu a výběr motoru

Pro výpočet příkonu se vychází z přibližného výpočtu s využitím vzorce dle metody dřívějšího výrobce drtičů Allis – Chalmers.

$$P_{\text{ř}} = Q \cdot \frac{W_i \cdot 13,4 \cdot (F_i \cdot P_i)}{F_i \cdot P_i} \quad (1)$$

Q - výkon drtiče [t/hod]

W_i – pracovní index drceného materiálu [kWh/t]

F_i – velikost vstupního středního zrna [μm]

P_i – velikost výstupního středního zrna [μm]

Terciární kuželový drtič KDC 38

Pro výpočet přibližného potřebného příkonu jsou zadány hodnoty od výrobce:

Výkon drtiče $Q = 338$ t/hod

Pracovní index drceného materiálu $W_i = 25$ kWh/t (maximální hodnota pro kuželový drtič)

Velikost maximálního vstupního zrna $t_{\text{vstup}} = 76,5$ mm

Velikost maximálního výstupního zrna $t_{\text{výstup}} = 30$ mm

Odhad propadu $odh = 72\%$

$$F_i = \sqrt{\left(\frac{t_{vstup}}{100} \cdot odh\right) \cdot 10^3} = \sqrt{\left(\frac{76,5}{100} \cdot 72\right) \cdot 10^3} = 235 \mu m \quad (2)$$

$$P_i = \sqrt{\left(\frac{t_{výstup}}{100} \cdot odh\right) \cdot 10^3} = \sqrt{\left(\frac{30}{100} \cdot 72\right) \cdot 10^3} = 147 \mu m \quad (3)$$

$$P_{i1} = Q \cdot \frac{W_i \cdot 13,4 \cdot (F_i - P_i)}{F_i \cdot P_i} = 383 \cdot \frac{25 \cdot 13,4 \cdot (235 - 147)}{235 \cdot 147} = 288 kW \quad (4)$$

Sekundární kuželový drtič KDC 28

Pro výpočet přibližného potřebného příkonu jsou zadány hodnoty od výrobce:

Výkon drtiče $Q = 862$ t/hod

Pracovní index drceného materiálu $W_i = 25$ kWh/t (maximální hodnota pro kuželový drtič)

Velikost maximálního vstupního zrna $t_{vstup} = 310,5$ mm

Velikost maximálního výstupního zrna $t_{výstup} = 100$ mm

Odhad propadu $odh = 72\%$

$$F_i = \sqrt{\left(\frac{t_{vstup}}{100} \cdot odh\right) \cdot 10^3} = \sqrt{\left(\frac{310,5}{100} \cdot 72\right) \cdot 10^3} = 473 \mu m \quad (5)$$

$$P_i = \sqrt{\left(\frac{t_{výstup}}{100} \cdot odh\right) \cdot 10^3} = \sqrt{\left(\frac{100}{100} \cdot 72\right) \cdot 10^3} = 268 \mu m \quad (6)$$

$$P_{i2} = Q \cdot \frac{W_i \cdot 13,4 \cdot (F_i - P_i)}{F_i \cdot P_i} = 862 \cdot \frac{25 \cdot 13,4 \cdot (473 - 268)}{473 \cdot 268} = 465 kW \quad (7)$$

Volba elektromotoru

Dle výsledků z výpočtu (4) a (7) volím motory:

Pro KDC 38 volím motor *SIEMENS 1LE5603-3BC23-4AJ3-Z* s parametry:

výkonem $P_I = 315$ kW

otáčky $n_I = 993$ min⁻¹

momentem $M_{kl} = 3029$ Nm

Výkres s rozměry uveden v příloze I

Pro KDC 28 volím motor *SIEMENS 1LE5533-4AC53-4AJ2-Z* s parametry:

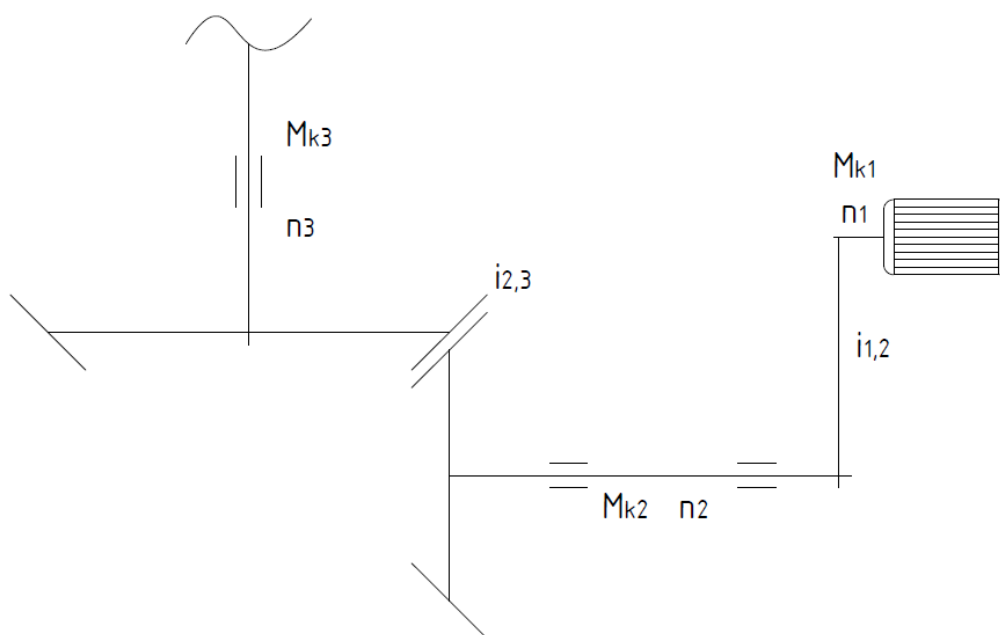
výkonem $P_I = 500 \text{ kW}$

otáčky $n_I = 992 \text{ min}^{-1}$

momentem $M_{kI} = 4800 \text{ Nm}$

Výkres s rozměry uvedeny v příloze 2

5.2. Výpočet krouticích momentů, otáček a převodových poměrů



Obr. 18 Rozložení momentu a otáček

Hodnoty motoru: pro KDC 38 $P_I = 315 \text{ kW}$
 $n_I = 993 \text{ min}^{-1}$
 $M_{kI} = 3029 \text{ Nm}$

pro KDC 28 $P_I = 500 \text{ kW}$
 $n_I = 992 \text{ min}^{-1}$
 $M_{kI} = 4800 \text{ Nm}$

Zadané hodnoty: otáčky excentru $n_3 = 240 \text{ min}^{-1}$
převodový poměr ozubení $i_{2,3} = 4,1053$

Otáčky předlohového hřídele

$$i_{2,3} = \frac{n_2}{n_3} \rightarrow n_2 = i_{2,3} \cdot n_3 \quad (8)$$

$$n_2 = 4,1053 \cdot 240 = 985,3 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr mezi elektromotorem a předlohou hřídeli

KDC 38

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{993}{985,3} = 1 \quad (9)$$

KDC 28

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{992}{985,3} = 1 \quad (10)$$

Jelikož u obou variant je převodový poměr $i_{1,2}$ stejný v dalších výpočtech budu používat hodnotu převodového poměru $i_{1,2} = 1$. Tento převodový poměr výhodně zajišťuje možnost pozdější změny pohonu z klínových řemenů na spojku a opačně. Změnu lze provést i u strojů, které jsou už v provozu.

Krouticí moment na předlohovém hřídeli

KDC 38

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 1 \cdot 3029 = 3029 \text{ Nm} \quad (11)$$

KDC 28

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 1 \cdot 4800 = 4800 \text{ Nm} \quad (12)$$

Krouticí moment na ozubeném kole

KDC 38

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4,1053 \cdot 3029 = 12434,9 \text{ Nm} \quad (13)$$

KDC 28

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4,1053 \cdot 4800 = 19705,4 \text{ Nm} \quad (14)$$

5.3. Volba konce hřídele pod nábojem řemenice nebo spojky

U řady KDC 28,38 se vyrábí pouze jeden typ předlohového hřídele. Proto budu počítat konec hřídele pro výkonově větší motor a krouticí moment.

Protože nejsou známe velikosti sil v ozubení, stanoví se průměr konce hřídele z pevnostní podmínky, uvažuji pouze namáhání krutem. Proto se volí poměrně nízké hodnoty dovoleného napětí v krutu $\tau_{Dk} = (15 - 45) \text{ MPa}$.

Volím $\tau_{Dk} = 15 \text{ MPa}$

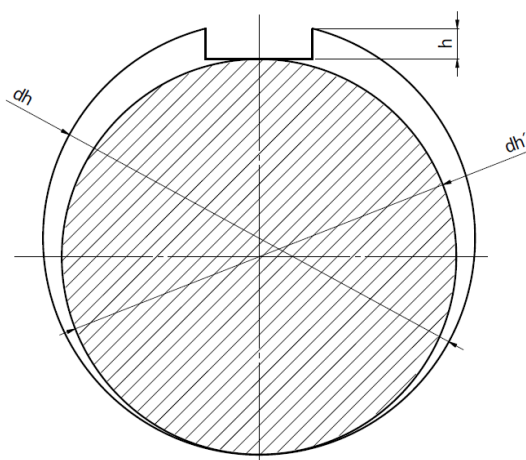
Předběžný výpočet průměru konce hřídele

$$d'_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4800 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} = 117,7 \text{ mm} \quad (15)$$

Výpočet skutečného průměru konce hřídele

Přenos krouticího momentu bude zajištěn pomocí pera. Pro vypočtený průměr d'_h vybírám dle [16] pero těsné s hloubkou drážky $t = 11,1 \text{ mm}$

$$d_h = d'_h + t = 117,7 + 11,1 = 128,8 \text{ mm} \quad (16)$$



Obr. 19 Výpočet drážky pro pero

Dle normy ČSN 01 4990 *Válcové konce hřídelů* volím průměr hřídele $d_h = 130 \text{ mm}$. PERO 32e7x18x160 ČSN 02 2562 dle [16].

5.4. Kontrolní výpočet těsného pera

Kontrola na otlačení

$$p_1 = \frac{F}{S} \leq p_d$$

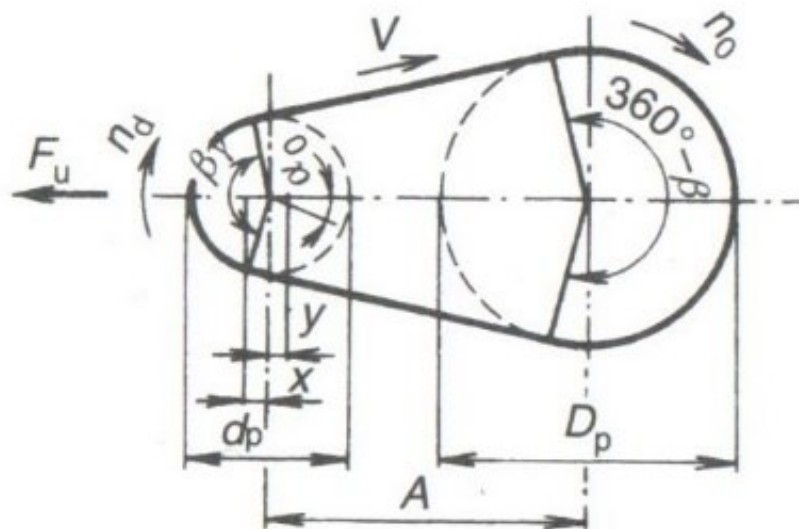
$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_h}}{(l-b) \cdot \frac{h}{2}} = \frac{4 \cdot M_{k2}}{(l-b) \cdot d_h \cdot h} = \frac{4 \cdot 4800 \cdot 10^3}{(160-32) \cdot 130 \cdot 18} = 64,1 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$p_1 = 64,1 \text{ MPa} \leq p_d = 120 \text{ MPa}$$

Zvolené pero vyhovuje na otlačení.

Pero na smyk nekontroluji, protože nominálním kritériem zatížení je otlačení.

5.5. Výpočet řemenového převodu



Obr. 20 Schéma řemenového převodu [17]

KDC 38

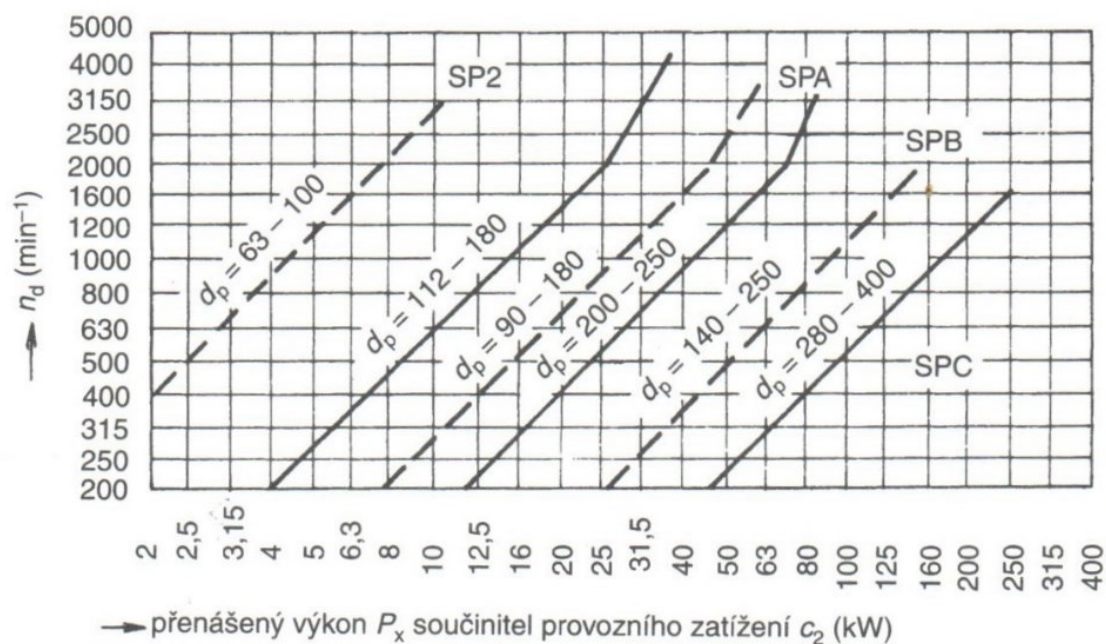
Zadáno: Převodový poměr $i_{1,2} = 1$

Výkon $P_I = 315 \text{ kW}$

Otáčky $n_I = 993 \text{ min}^{-1}$

Volba průřezu klínového řemene

Dle obr. 21 volím podle zadaného výkonu P_1 a otáček n_1 řemen typu **SPC**



Obr. 21 Diagram pro určení průřezu klínového řemene [17]

Volba výpočtového průměru malé řemenice

Tabulka 3. Minimální výpočtové průměry řemenic [17]

Průřez	Úhel boků drážky řemenice α				Mezní úchytky úhlu α
	34°	36°	38°	40°	
	Výpočtový průměr řemenice d_p (mm)				
Y	32 ... 63	≥ 71			$\pm 1^\circ$
Z	50 ... 71	80 ... 100	112 ... 160	≥ 180	
A	75 ... 112	125 ... 160	180 ... 400	≥ 450	
B	125 ... 160	180 ... 224	250 ... 500	≥ 560	
C		200 ... 315	355 ... 630	≥ 710	$\pm 0^\circ 30'$
D		355 ... 450	500 ... 900	≥ 1000	
E		500 ... 560	630 ... 1120	≥ 1250	
SPZ	63 ... 80		přes 80		$\pm 1^\circ$
SPA	90 ... 118		přes 118		
SPB	140 ... 190		přes 190		
SPC	224 ... 315		přes 315		$\pm 0^\circ 30'$

Tabulka 4. Výpočtové průměry řemenic pro úzké klínové řemeny - d_p [17]

Rozměry v mm

SPZ	(63)	(67)	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	140	160
	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	
SPA	(90)	(95)	100	106	112	118	125	132	140	150	160	180	200	224	
	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000		
SPB	(140)	(150)	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	
	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600		
SPC	224	250	265	280	315	355	400	450	500	560	630				
	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000					

Dle tabulky 3. jsem určil úhel boku drážky řemenice $\alpha = 38^\circ$ a výpočtový průměr hnací řemenice $d_p > 315 \text{ mm}$. Dle tabulky 4. jsem zvolil výpočtový průměr hnací řemenice $d_p = 500 \text{ mm}$.

$$d_p > 315 \text{ mm}$$

$$500 \text{ mm} > 315 \text{ mm} \quad (18)$$

Výpočtový průměr hnané řemenice

$$D_p = i_{1,2} \cdot d_p = 1 \cdot 500 = 500 \text{ mm} \quad (19)$$

Obvodová rychlost

Největší přípustná obvodová rychlost úzkých klínových řemenů je $v_{\max} = 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v \leq v_{\max}$$

$$25,97 \leq 40 \quad (20)$$

$$v = \frac{d_p \cdot n_1}{19100} = \frac{500 \cdot 993}{19100} = 25,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

Výpočtová osová vzdálenost řemenic

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) < A < 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (500 + 500) < A < 2 \cdot (500 + 500)$$

$$700 < A < 2000 \quad (22)$$

Předběžně volím osovou vzdálenost $A = 1000 \text{ mm}$

Výpočtová délka klínového řemene

$$L_p \approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A}$$

$$L_p \approx 2 \cdot 1000 + 1,57 \cdot (500 + 500) + \frac{(500 - 500)^2}{4 \cdot 1000} = 3570 \text{ mm} \quad (23)$$

Volím normalizovanou délku řemene $L_p = 3550 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost řemenic

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 494,5 + \sqrt{494,5^2 - 0} = 989 \text{ mm} \quad (24)$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p)$$

$$p = 0,25 \cdot 3550 - 0,393 \cdot (500 + 500) = 494,5 \text{ mm} \quad (25)$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (500 - 500)^2 = 0 \text{ mm} \quad (26)$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{500 - 500}{1000} = 180^\circ \quad (27)$$

Počet klínových řemenů

$$z = \frac{P_1 \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{315 \cdot 1,6}{47,41 \cdot 1 \cdot 0,92} = 11,56 \rightarrow \text{volím 12 řemenů} \quad (28)$$

Ohybová frekvence

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 25,99}{3550} = 14,64 \text{ s}^{-1} \quad (29)$$

Obvodová síla

$$F_o = \frac{102 \cdot P_1 \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 315 \cdot 9,81}{25,99} = 12127,6 \text{ N} \quad (30)$$

Síla způsobující ohyb předlohového hřídele

$$F_u = 2 \cdot F = 2 \cdot 12127,6 = 24255,1 \text{ N} \quad (31)$$

KDC 28

Zadáno: Převodový poměr $i_{1,2} = 1$

Výkon $P_I = 500 \text{ kW}$

Otáčky $n_I = 992 \text{ min}^{-1}$

Volba průřezu klínového řemene

Dle *obr. 21* volím podle zadaného výkonu P_I a otáček n_I řemen typu **SPC**

Volba výpočtového průměru malé řemenice

Dle *tabulky 3*. jsem určil úhel boku drážky řemenice $\alpha = 38^\circ$ a výpočtový průměr hnací řemenice $d_p > 315 \text{ mm}$. Dle *tabulky 4*. jsem zvolil výpočtový průměr hnací řemenice $d_p = 500 \text{ mm}$.

$$d_p > 315 \text{ mm}$$

$$500 \text{ mm} > 315 \text{ mm} \quad (32)$$

Výpočtový průměr hnané řemenice

$$D_p = i_{1,2} \cdot d_p = 1 \cdot 500 = 500 \text{ mm} \quad (33)$$

Obvodová rychlost

Největší přípustná obvodová rychlost úzkých klínových řemenů je $v_{max} = 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v \leq v_{max}$$

$$25,97 \leq 40 \quad (34)$$

$$v = \frac{d_p \cdot n_1}{19100} = \frac{500 \cdot 992}{19100} = 25,97 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

Výpočtová osová vzdálenost řemenic

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) < A < 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (500 + 500) < A < 2 \cdot (500 + 500)$$

$$700 < A < 2000 \quad (36)$$

Předběžně volím osovou vzdálenost $A = 1000 \text{ mm}$

Výpočtová délka klínového řemene

$$L_p \approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A}$$

$$L_p \approx 2 \cdot 1000 + 1,57 \cdot (500 + 500) + \frac{(500 - 500)^2}{4 \cdot 1000} = 3570 \text{ mm} \quad (37)$$

Volím normalizovanou délku řemene $L_p = 3550 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost řemenic

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 494,5 + \sqrt{494,5^2 - 0} = 989 \text{ mm} \quad (38)$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p)$$

$$p = 0,25 \cdot 3550 - 0,393 \cdot (500 + 500) = 494,5 \text{ mm} \quad (39)$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (500 - 500)^2 = 0 \text{ mm} \quad (40)$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{500 - 500}{1000} = 180^\circ \quad (41)$$

Počet klínových řemenů

$$z = \frac{P_1 \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{500 \cdot 1,6}{47,41 \cdot 1 \cdot 0,92} = 18,34 \rightarrow \text{volím 20 řemenů} \quad (42)$$

Ohybová frekvence

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 25,97}{3550} = 14,63 \text{ s}^{-1} \quad (43)$$

Obvodová síla

$$F_o = \frac{102 \cdot P_1 \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 500 \cdot 9,81}{25,97} = 19264,9 \text{ N} \quad (44)$$

Síla způsobující ohyb předlohového hřídele

$$F_u = 2 \cdot F = 2 \cdot 19264,9 = 38529,8 \text{ N} \quad (45)$$

Podle výsledků výpočtů řemenů u obou variant strojů nemohu použít řemenový převod. Hlavním důvodem je počet řemenů, protože řemenice je složité vyrábět s velkým počtem drážek. Dalším důvodem je složitá montáž a následné napínání.

5.6. Výpočet a výběr pružné čepové spojky

Spojku navrhnu pružnou čepovou. S ohledem na praktické zkušenosti a dostupnost technických parametrů budou pro následující výpočty použity spojky společnosti Flender.

KDC 38

Zadané hodnoty: $P_I = 315 \text{ kW}$
 $n_I = 993 \text{ min}^{-1}$
 $M_{kI} = 3029 \text{ Nm}$

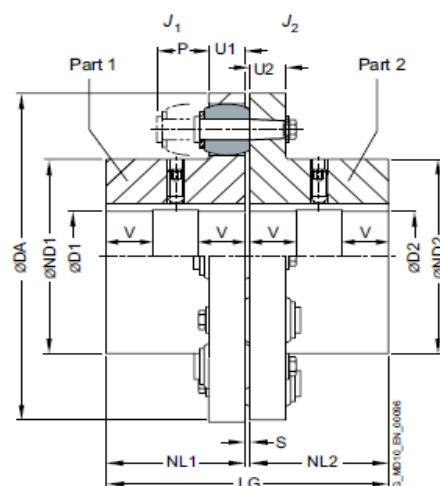
Výpočtový krouticí moment spojky

$$M_v = M_{k1} \cdot FB = 3029 \cdot 1,75 = 5300,75 \text{ Nm} \quad (46)$$

FB – velikost provozního součinitele (pro drtiče 1,75)

Výběr velikosti spojky

Tabulka 5. Tabulka velikosti spojky



Size	Rated torque buffer 80 ShoreA T_{KN}	Speed n_{Kmax}	Dimensions in mm													Mass moment of inertia		Article no. ¹⁾	Weight		
			Bore with keyway DIN 6885 D1				D2	DA	ND1	ND2	NL1/ NL2	S	U1	U2	P	LG	J_1			J_2	
			min.	max.	min.	max.															
Nm	rpm	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
105 ²⁾	200	7000	–	32	–	38		105	53	59	45	3	13	12	30	93	0.001	0.001	2LC0130-1AA	1.9	
125 ²⁾	350	6000	–	40	–	48		125	65	68	50	3	16	15	35	103	0.003	0.003	2LC0130-2AA	3.2	
144	500	5250	–	45	–	55		144	76	84	55	3	16	15	35	113	0.004	0.006	2LC0130-3AA	4.5	
162	750	4650	–	50	–	60		162	85	92	60	3.5	20	18	40	123.5	0.007	0.013	2LC0130-4AA	6.7	
178	950	4200	–	60	–	70		178	102	108	70	3.5	20	18	40	143.5	0.014	0.022	2LC0130-5AA	9.7	
198	1300	3750	–	70	–	80		198	120	128	80	3.5	20	18	40	163.5	0.022	0.03	2LC0130-6AA	12.9	
228	2200	3300	–	80	–	90		228	129	140	90	3.5	26	24	50	183.5	0.038	0.071	2LC0130-7AA	19	
252	2750	3000	–	90	–	100		252	150	160	100	3.5	26	24	50	203.5	0.07	0.12	2LC0130-8AA	26.3	
285	4300	2650	48	100	48	110		285	164	175	110	4.5	32	30	60	224.5	0.13	0.22	2LC0131-0AA	39	
320	5500	2350	55	110	55	120		320	180	192	125	4.5	32	30	60	254.5	0.23	0.3	2LC0131-1AA	53	
360	7800	2100	65	120	65	130		360	200	210	140	4.5	42	42	75	284.5	0.41	0.7	2LC0131-2AA	78	
400	12500	2050	75	140	75	140		400	230	230	160	4.5	42	42	75	324.5	0.87	0.87	2LC0131-3AA	105	
450	18500	1800	85	160	85	160		450	260	260	180	5.5	52	52	90	365.5	1.7	1.7	2LC0131-4AA	156	
500	25000	1600	95	180	95	180		500	290	290	200	5.5	52	52	90	405.5	2.8	2.8	2LC0131-5AA	200	
560	39000	1450	100	140	100	140			250	250							4.6	4.6	2LC0131-6AA	280	
			140	180	140	180	560	300	300	220	6	68	68	120	446	5	5	290			
			180	200	180	200		320	320							5.1	5.1	295			
630	52000	1280	100	140	100	140			250	250							7.2	7.2	2LC0131-7AA	345	
			140	180	140	180	630	300	300	240	6	68	68	120	486	7.7	7.7	370			
			180	220	180	220		355	355							8.4	8.4	400			
710	84000	1150	110	160	110	160			290	290							13	13	2LC0131-8AA	510	
			160	200	160	200	710	330	330	260	7	80	80	140	527	14	14	515			
			200	240	200	240		385	385							15	15	540			

Podle tabulky 5. volím spojku *RUPEX RWN 360 – 2CL0131-2AA*, která splňuje následující podmínku:

$$T_{KN} \geq M_V$$

$$7800 \text{ Nm} \geq 5300,75 \text{ Nm} \quad (47)$$

Maximální přípustný kroučící moment spojky

$$T_{KNMAX} = T_{KN} \cdot 3 = 7800 \cdot 3 = 23400 \text{ Nm} \quad (48)$$

KDC 28

Zadané hodnoty: $P_I = 500 \text{ kW}$
 $n_I = 992 \text{ min}^{-1}$
 $M_{kl} = 4800 \text{ Nm}$

Výpočtový krouticí moment spojky

$$M_v = M_{kl} \cdot FB = 4800 \cdot 1,75 = 8400 \text{ Nm} \quad (49)$$

FB – velikost provozního součinitele (pro drtiče 1,75)

Výběr velikosti spojky

Podle *tabulky 5.* volím spojku *RUPEX RWN 400 – 2CL0131-3AA*, která splňuje následující podmínku:

$$T_{KN} \geq M_v$$

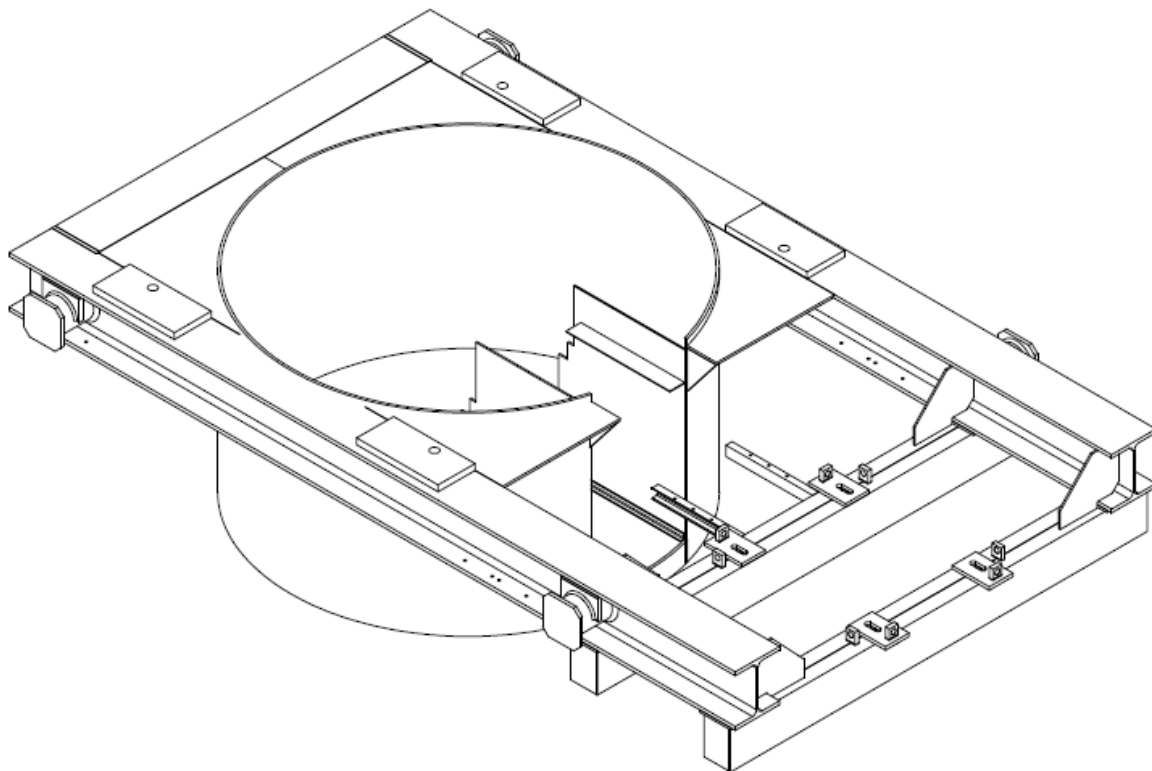
$$12500 \text{ Nm} \geq 8400 \text{ Nm} \quad (50)$$

Maximální přípustný krouticí moment spojky

$$T_{KNMAX} = T_{KN} \cdot 3 = 12500 \cdot 3 = 37500 \text{ Nm} \quad (51)$$

5.7. Konstrukční návrh rámu drtiče

Pro vybranou konstrukční variantu jsem navrhl vlastní koncepci rámu drtiče. Tento rám slouží pro spojení celého pohonu s kuželovým drtičem. Hlavní nosné prvky rámu tvoří profily HEB a U spojené svarovými spoji. Celá konstrukce je namáhána jak staticky tak dynamicky. Ve své práci jsem se zaměřil pouze na koncepční návrh. V následujících kapitolách se zaměřuji pouze na kontrolu velikosti výsypky, staticky zatížených důležitých svarů a pevnostní analýzu této konstrukce.



Obr. 22 Koncept rámu drtiče

5.8. Výpočet a kontrola objemu výsypu

Součástí rámu drtiče s pohonem je výsypka. Výsyp je dimenzován na větší množství materiálu než násyp drtiče. Dojde-li například k neočekávanému vypnutí odtahovacího pásu, musí výsypka zachytit veškerý objem materiálu v drtiči. Pokud by tato podmínka nebyla zajištěna, dojde k nahromadění materiálu v drtiči, které může způsobit zničení samotného drtiče.

Výsyp je rozměrově stejný u obou variant kuželového drtiče.

Zadané hodnoty: Objem hydraulického válce $V_3 = 0,59 \text{ m}^3$

Objem předlohy $V_4 = 0,12 \text{ m}^3$

Objem drceného materiálu ve stojanu $V_5 = 0,24 \text{ m}^3$

Objem násypu a drtičí komory KDC 38 $V_{\text{násyp}} = 2,47 \text{ m}^3$

Objem násypu a drtičí komory KDC 28 $V_{\text{násyp}} = 3,48 \text{ m}^3$

Objem výsypky – nádoba

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{výsyp}}^2}{4} \cdot l_{\text{výsyp}} = \frac{\pi \cdot 2,364^2}{4} \cdot 1,305 = 5,73 \text{ m}^3 \quad (52)$$

Objem prostoru pro připojení hydraulického válce

$$V_2 = a_p \cdot b_p \cdot h_p = 0,67 \cdot 0,85 \cdot 1,1 = 0,627 \text{ m}^3 \quad (53)$$

Celkový objem výsypu

$$V_{výsyp} = V_1 - V_2 - V_3 - V_4 + V_5$$

$$V_{výsyp} = 5,73 - 0,627 - 0,59 - 0,12 + 0,24 = 4,633 \text{ m}^3 \quad (54)$$

Kontrola objemu výsypky a násypu

Musí být dodržena následující podmínka,

$$V_{výsyp} > V_{násyp} \quad (55)$$

KDC 38

$$4,633 \text{ m}^3 > 2,47 \text{ m}^3 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

KDC 28

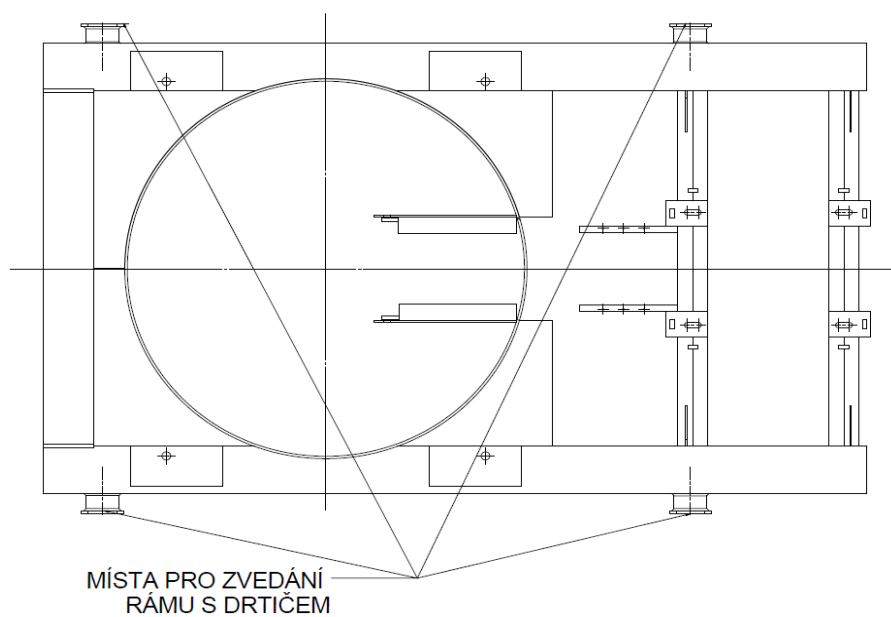
$$4,633 \text{ m}^3 > 3,48 \text{ m}^3 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.9. Kontrola svarů rámu pohonu

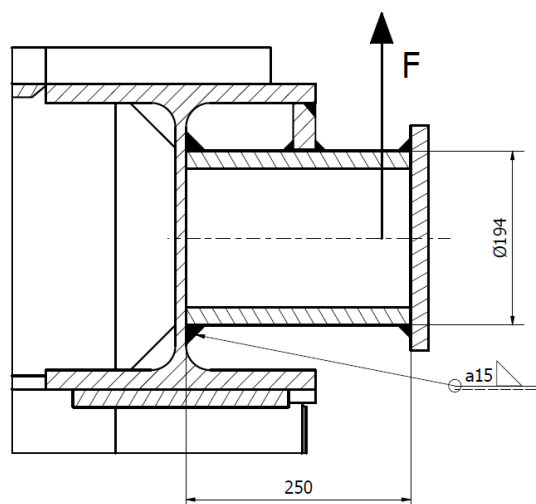
Kontrolu svarů jsem provedl pouze na statické zatížení. Následně jsem zkontroloval celou konstrukci pomocí Metody konečných prvků (MKP).

Kontrola svaru závěsu

Rám pohonu je opatřen čtyřmi závěsy pro zvedání celé konstrukce včetně drtiče.



Obr. 23 Místa pro zvedání pohonu



Obr. 24 Zatížení závěsu

Závěsy jsou namáhané na ohybový moment.

Výpočet síly

Zadáno: Hmotnost pohonu $m_p = 7000 \text{ kg}$

Hmotnost drtiče $m_d = 45000 \text{ kg}$

Materiál závěsu 11353

$$F_1 = \frac{(m_p + m_d) \cdot g}{p_z} = \frac{(7000 + 45000) \cdot 9,81}{4} = 127530 \text{ N} \quad (56)$$

Výpočet ohybového napětí svaru

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{31882500}{482617,74} = 66,1 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$M_o = F_1 \cdot e = 127530 \cdot 250 = 31882500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (58)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_{tr}+2a)^4 - d_{tr}^4}{d_{tr}+2a} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(194+2 \cdot 15)^4 - 194^4}{194+2 \cdot 15} = 482617,74 \text{ mm}^3 \quad (59)$$

$$\tau_{\perp} \leq \tau_{\perp D} \rightarrow 66,1 \text{ MPa} \leq 114,75 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (60)$$

Výpočet dovoleného napětí materiálu

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{216}{1,6} = 135 \text{ MPa} \quad (61)$$

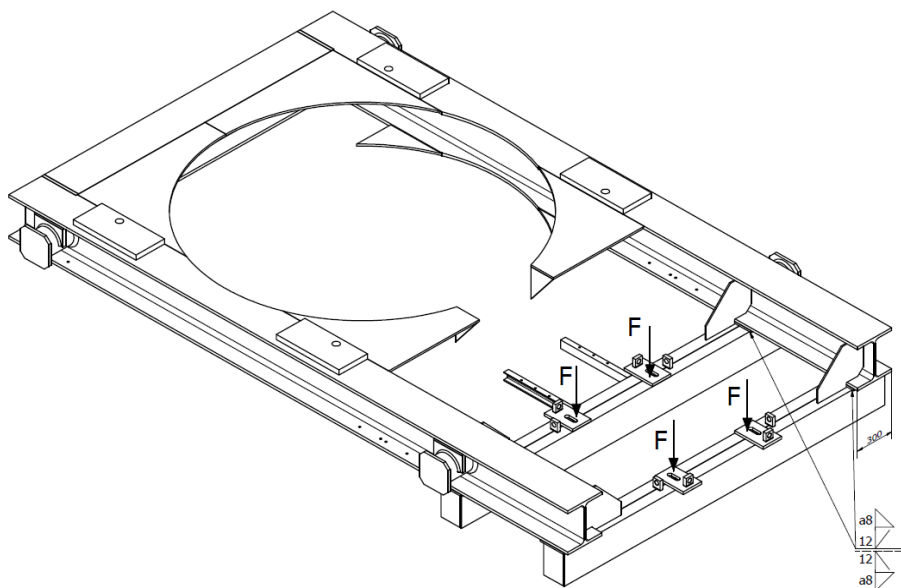
Dovolené napětí koutového svaru

$$\tau_{\perp D} = \alpha_{\tau} \cdot \sigma_D = 0,85 \cdot 135 = 114,75 \text{ MPa} \quad (62)$$

Pro bezpečnost při zvedání jsem přidal ke každému závěsu podpěru *obr. 24*. Celkové napětí ve svaru bude menší.

Kontrola svaru nosníku motoru

Kontrolu jsem provedl na tupý svar zatíženým tlakem a zabezpečen koutovým svarem, jak ukazuje *Obr. 25*.



Obr. 25 Zatížení nosníku pro motor

Výpočet síly

Zadáno: Hmotnost motoru $m_m = 3050 \text{ kg}$

Materiál nosníku 11375

$$F_2 = \frac{m_m \cdot g}{2} = \frac{3050 \cdot 9,81}{2} = 14960,25 \text{ N} \quad (63)$$

Výpočet tahového napětí svaru

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_2}{s \cdot l_v} = \frac{14960,25}{12 \cdot 276} = 4,52 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$l_v = l_s - 2 \cdot s = 300 - 2 \cdot 12 = 276 \text{ mm} \quad (65)$$

$$\sigma_{\perp} \leq \sigma_{DSV} \rightarrow 4,52 \text{ MPa} \leq 104 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (66)$$

Výpočet dovoleného napětí materiálu

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{196}{1,6} = 122,5 \text{ MPa} \quad (67)$$

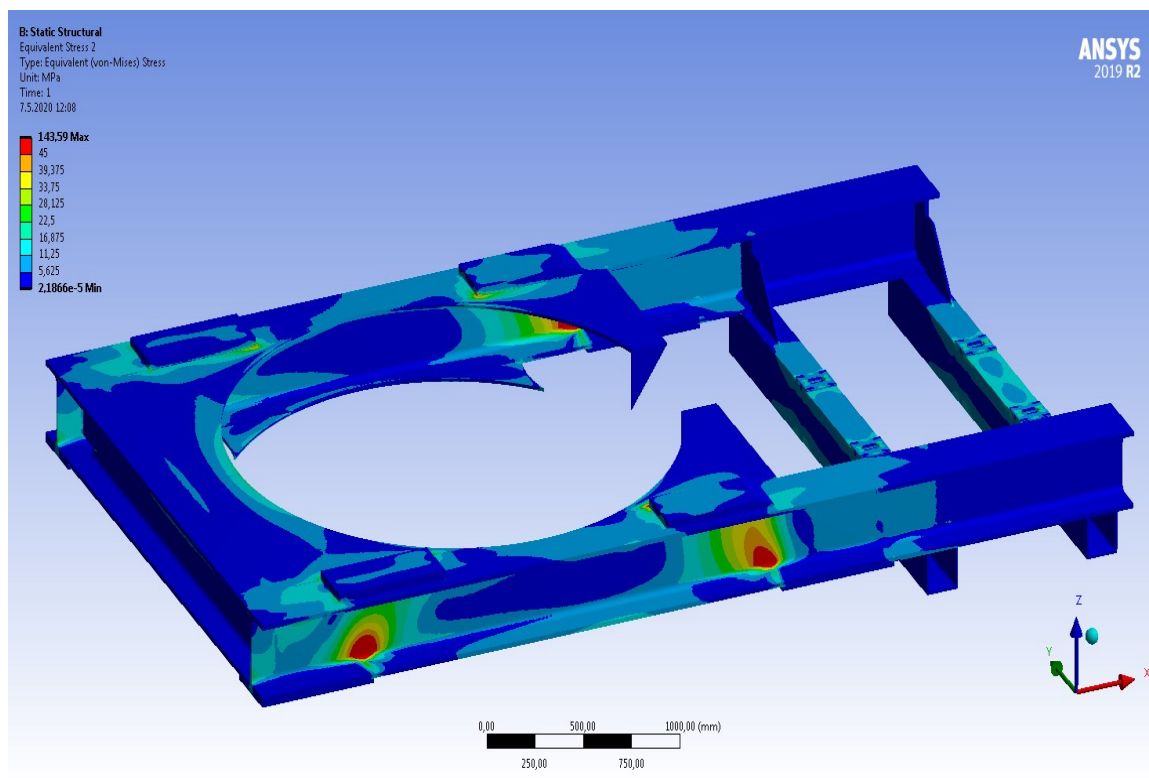
Dovolené napětí svaru

$$\sigma_{DSV} = \alpha_{\tau} \cdot \sigma_D = 0,85 \cdot 122,5 = 104 \text{ MPa} \quad (68)$$

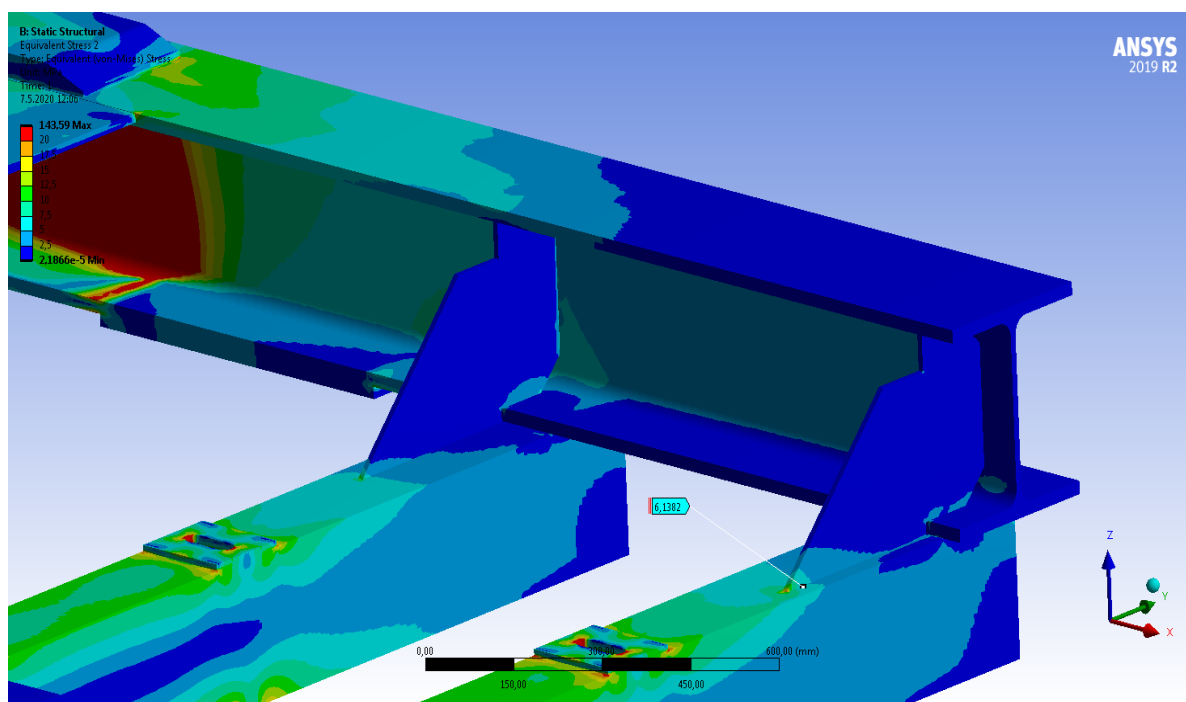
Svary na nosníku motoru jsou předimenzovány.

5.10. Kontrola rámu pohonu podle MKP

Pro ověření provedených výpočtů svarů rámové konstrukce jsem využil výsledků metody konečných prvků programem Ansys 2019. Výsledky získané pomocí výpočtů a výsledků z analýzy jsou prakticky shodné a potvrzují vhodnost vybraného konstrukčního materiálu pro místo největšího zatížení. Místa největšího a nejmenšího napětí jsou patrná na *obr. 26* a *obr. 27*.



Obr. 26 Výsledek simulace – největší napětí je v místech uchycení drtiče (červená barva)



Obr. 27 Minimální napětí v místě svaru nosníku pro motor

6. Závěr

V rámci bakalářské práce jsem provedl analýzu nejrozšířenějších způsobů uložení drtiče a jeho pohonu. Pro vybraný typ uložení jsem na základě analýzy zvolil dva typy přenosu krouticího momentu z pohonné jednotky na předlohu.

Aby mohly být vybrané varianty porovnány, provedl jsem pevnostní a rozměrové výpočty pohonné jednotky, konce hřídele předlohy s perem, řemenového převodu a hřídelové spojky. Na základě provedených výpočtů a porovnání dalších vlastností obou variant byla jako nejvhodnější možnost přenosu zvolena varianta použití hřídelové spojky.

V rámci bakalářské práce jsem dále provedl návrh rámové konstrukce určené pro uložení drtiče včetně pohonu. Cílem návrhu bylo vytvoření co možná nejkompaktnější konstrukci rámu vhodnou pro ukotvení celého zařízení do betonového základu případně na ocelovou konstrukci. Pevnost některých svarů byla ověřena výpočtem a následně byly tyto hodnoty porovnány pomocí metody konečných prvků prostřednictvím softwaru Ansys 2019. S ohledem na rozsah bakalářské práce byly vlastnosti navrhovaného konstrukčního rámu kontrolovány pouze na statické zatížení.

Poznatky, které byly zjištěny v bakalářské práci, mohou být využitelné pro výrobce kuželového drtiče KDC 28,38 firmu PSP Engineering a.s. například jako zlepšení stávajícího řešení.

7. Seznam použité literatury

- [1] DINTER, Oskar. *Drcení a mletí nerostných surovin*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984. ISBN L15-B3-IV-31/41 845.
- [2] *Návod k použití: Drtiče kuželové hydraulické KDC*. Přerov (CZ) PSP Engineering, 2005.
- [3] HUŇKA, Jan. *Stavěcí mechanismus štěrbiny kuželového drtiče* [online]. Brno, 2015 [cit.2020-05-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_ve-rejne.php?file_id=101934. Diplomová. Vysoké učení technické.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2016. Skripta.
- [5] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.
- [6] Spojky periflex SPO. *Kovopohony.cz* [online]. Česká republika: kovopohony.cz, ©2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://www.kovopohony.cz/index.php?s=spoj-kyspo>
- [7] RICHTER, Miroslav. *Průmyslové technologie III: Stroje a zařízení průmyslu* [online]. Ústí nad Labem, 2012 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/-pt3/1PT3Skripta.pdf. Skripta. Univerzita Jana Evangelisty Purkyně.
- [8] Sandvik CG880. *Sandvik CG880* [online]. Sandvik AB; (publ) SE-811 81 Sandviken, Sweden: Sandvik AB (publ), 2011 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://mining.test.ibp.sandvik.com/en/products/equipment/crushing-and-screening/primary- gyratory-crushers/cg880>
- [9] GP-sarjan karamurskaimet. *GP-sarjan karamurskaimet* [online]. Metso Oyj Töölönlahdenkatu 2 00100 Helsinki: Metso Corporation, ©2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.metso.com/fi/tuotteet/murskaimet/kartiomurskaimet-/nordberg-gp/>
- [10] ČSN 72 9101 *Drtiče: Názvosloví*. 1989. Praha: Český normalizační institut, 1975.

- [11] RUPEX Pin and Bush Coupling. *RUPEX Pin and Bush Coupling* [online]. Bocholt Deutschland: Flender, ©2017-2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/Products/Couplings/RUPEX-Pin-and-Bush-Coupling/p/ATN03101>

- [12] RB - B-FLEX typ RB. *RB - B-FLEX typ RB* [online]. Olomouc: <https://www.orbinet.cz/>, ©2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.k-h.cz/kategorie/b-flex-typ-rb>

- [13] PSP Engineering. *Systémy pro drcení a třídění nerostných surovin a pro recyklaci*. Přerov, 2019.

- [14] Přerovské strojírny. *Kuželové drtiče tupouhlé: Prospekt*. Přerov, b.r.

- [15] *Kreiselbrecher Babbittless: Prospekt*. Paris, b.r.

- [16] ČSN 02 2562. *Pera těsná: s mezními úchylkami šířky e7 nebo h9*. 1953. Praha: Český normalizační institut, 2003.

- [17] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

- [18] Konfigurace pro pohonovou techniku. *Siemens* [online]. Munich: Siemens, 2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/jom/jom/>

- [19] Spojky PERIFLEX. *Kovomontprerov.cz* [online]. Přerov: kovomontprerov.cz, 2017 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.kovomontprerov.cz/periflex/>

8. Seznam obrázků

Obr. 1 *Základní způsoby zdrobňování*

Obr. 2 *Schéma drcení v kuželovém drtiči*

Obr. 3 *Primární kuželový drtič Sandvik CG880*

Obr. 4 *Terciární kuželový drtič řady GP od firmy Metso*

Obr. 5 *Schéma ostroúhlého kuželového drtiče se zavěšeným kuželem a tupouhlý kuželový drtič*

Obr. 6 *Kuželový drtič KDC od firmy PSP Engineering*

Obr. 7 *Kuželový drtič DKT Přerovské strojírny*

Obr. 8 *kuželový drtič Babbittless – řemenice spojena na přímo*

Obr. 9 *Předloha kuželového drtiče*

Obr. 10 *Zakrytovaný řemenový převod u stroje KDC*

Obr. 11 a 12 *Spojka Periflex*

Obr. 13 a 14 *Pružná čepová spojka RUPEX*

Obr. 15 *Konstrukční varianta I.*

Obr. 16 *Konstrukční varianta II.*

Obr. 17 *Konstrukční varianty III.*

Obr. 18 *Rozložení momentů a otáček*

Obr. 19 *Výpočet drážky pro pero*

Obr. 20 *Schéma řemenového převodu*

Obr. 21 *Diagram pro určení průřezu klínového řemene*

Obr. 22 *Koncept rámu drtiče*

Obr. 23 *Místa pro zvedání pohonu*

Obr. 24 *Zatížení závěsu*

Obr. 25 *Zatížení nosníku pro motor*

Obr. 26 *Výsledek simulace – největší napětí je v místech uchycení drtiče (červená barva)*

Obr. 27 *Minimální napětí v místě svaru nosníku pro motor*

9. Seznam tabulek

Tabulka 1. *Výhody a nevýhody konstričních variant*

Tabulka 2. *Výběr konstrukční varianty*

Tabulka 3. *Minimální výpočtové průměry řemenic*

Tabulka 4. *Výpočtové průměry řemenic pro úzké klínové řemeny - d_p*

Tabulka 5. *Tabulka velikosti spojky*

10. Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres motoru *SIEMENS 1LE5603-3BC23-4AJ3-Z [18]*

Příloha 2 – Výkres motoru *SIEMENS 1LE5533-4AC53-4AJ2-Z [18]*

Příloha 3 – Výkres Rám drtiče

Příloha 4 – Výkres Rám drtiče 2

Příloha 5 – Kusovník - Rám drtiče

Příloha 6 – Výkres Pohon KDC 28

Příloha 7 – Kusovník – Pohon KDC 28

PODĚKOVÁNÍ

Závěrem bakalářské práce bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Dr. Ing Jaroslavu Meleckému za vedení bakalářské práce a jeho rady. Stejnou měrou bych rád poděkoval specialistům z firmy PSP Engineering a.s. za jejich rady.